

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Hydraulický pohon drtiče kovových třísek
Hydraulic Drive of the Metal Chips Crushers

Student:

Lukáš Duda

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

Ostrava 2015

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Duda**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Hydraulický pohon drtiče kovových třísek**
Hydraulic Drive of the Metal Chips Crushers

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte rešerši k tématu bakalářské práce.
2. Na základě rešerše navrhnete hydraulický pohon drtiče kovových třísek dle parametrů od zadavatele.
3. Zpracujte funkční schéma hydraulického obvodu včetně specifikace hlavních prvků.
4. Proveďte nezbytné výpočty hydraulického systému včetně dimenze potrubí.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinné mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011. 156 s. ISBN 978-80-248-2405-5.
PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s. Ke stažení na: <http://www.338.vsb.cz>
PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
GÖTZ, W. *Hydraulics. Theory and Application*. Ditzingen : Rexroth Bosch Group + OMEGON, 1998. 291 s. ISBN 0-7680-0242-7.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:18.5.2015.....

.....Lukáš Duda.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:18.5.2015.....

.....Lukáš Duda.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Duda

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Rumunská 4053/5

Kroměříž 767 01

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

DUDA, L. *Hydraulický pohon drtiče kovových třísek: bakalářská práce*. Ostrava, VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2015, 43 s. Vedoucí práce Pavlok, B.

Bakalářská práce se zabývá návrhem hydraulického pohonu drtiče kovových třísek. Zadání vychází z konkrétního realizovaného případu drtiče, jehož hydraulický pohon vykazoval v provozu určité nedostatky, zejména trhavý chod a časté zasekávání drtiče. V práci navržený hydraulický pohon drtiče je řešen jako uzavřený hydraulický obvod s neregulačním radiálním pístovým hydromotorem a axiálním pístovým hydrogenerátorem s proměnným geometrickým objemem. Bylo vytvořeno funkční schéma hydraulického obvodu, byl proveden návrhový výpočet obvodu a byla vytvořena specifikace hlavních prvků. Navržený pohon bude mít větší tuhost, větší moment na hydromotoru, plynulý rozběh a vyšší účinnost.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

DUDA, L. *Hydraulic Drive of the Metal Chips Crushers: Bachelor Thesis*. Ostrava, VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2015, 43 p. Thesis head: Pavlok, B.

Bachelor thesis deals with the design of the hydraulic drive metal chips crusher. Entering follows a practical example of an actual crusher where hydraulic drive in use showed some weaknesses, especially jerky operation and frequent jamming of the crusher. The work proposed hydraulic drive crusher designed as a closed hydraulic circuit with non-regulatory radial piston hydraulic motor and axial piston hydraulic pump with variable geometric volume. The diagram of the hydraulic circuit was created also the design calculation was carried out and the specification of the main elements was created. Designed drive will have a greater rigidity, greater torque of the hydraulic motor, smooth acceleration and higher efficiency.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	7
Úvod.....	8
1 Přehled současného stavu řešené problematiky	9
1.1 Rozdělení konstrukcí drtičů	9
a) Horizontální (hřídelový) drtič.....	9
b) Vertikální (nožový) drtič	10
1.2 Druhy pohonů drtičů kovových třísek.....	11
a) Drtiče s elektromechanickým pohonem	11
b) Drtiče s hydraulickým pohonem.....	12
1.3 Způsoby řízení hydraulických pohonů:	15
a) Ventilové řízení	15
b) Objemové řízení	17
2 Návrh dvou alternativ pohonu a jejich porovnání	18
2.1 Alternativa A: stávající otevřený hydraulický obvod.	18
2.2 Alternativa B: návrh uzavřeného hydraulického obvodu.....	21
2.3 Porovnání alternativ	28
3 Funkční schéma hydraulického obvodu včetně specifikace hlavních prvků	29
4 Výpočet hydraulického systému	35
4.1 Výpočet a dimenze hydraulické hadice.....	35
4.2 Výpočet ztrátového výkonu hydraulického obvodu	36
4.3 Výpočet chladicího výkonu obvodu.....	37
4.4 Návrh chladiče pracovní kapaliny:.....	38
5 Závěr	39
6 Seznam použité literatury	40
7 Seznam příloh	43

Seznam použitých značek a symbolů

<u>Značka:</u>	<u>Název:</u>	<u>Rozměr:</u>
d	průměr hydraulické hadice	m
k_N	součinitel prostupu tepla nádrží	$W.m^{-2}.K^{-1}$
l	délka hydraulické hadice	m
M	moment	$N.m$
n	otáčky	s^{-1}
p	tlak	Pa
Δp	tlakový spád	Pa
P	výkon	W
q_{CH}	měrný chladicí výkon chladiče	$W.^{\circ}C^{-1}$
Q	objemový průtok	$m^3.s^{-1}$
Re	Reynoldsovo číslo	1
S	plocha	m^2
S_H	průřez hydraulické hadice	m^2
t	teplota	$^{\circ}C$
v_H	rychlost proudění kapaliny v hydraulické hadici	$m.s^{-1}$
V_G	geometrický objem hydrogenerátoru	m^3
V_M	geometrický objem hydromotoru	m^3
V_N	objem nádrže	m^3
η_c	účinnost celková	1
$\eta_{m,p}$	účinnost mechanicko - tlaková	1
η_Q	účinnost průtoková	1
λ	součinitel tření	1
μ	součinitel průtoku	1
ν	kinematická viskozita	$m^2.s^{-1}$
π	Ludolfovo číslo ($\pi=3,14159$)	1
ρ	hustota	$kg.m^{-3}$
ϕ	tepelný tok, tepelný výkon	W

Úvod

Téma bakalářské práce vzešlo z praxe, z firmy IVV Engineering s. r. o. Ostrava. Tato firma se zabývá projektováním hydraulických pohonů v hutích, ve strojírenství, energetice, a také u strojů pro zpracování kovového odpadu, jako jsou například drtiče kovových třísek. Hydraulický pohon jednoho takového drtiče je předmětem této bakalářské práce.

Konstrukce drtiče byla vyvinuta firmou KonCAD s.r.o. Ostrava, hydraulický pohon projektovala blíže neurčená firma, parametry pohonu dodala firma IVV Engineering s.r.o. Ostrava (zadavatel tématu bakalářské práce). Jedná se o otevřený hydraulický obvod s neregulačním hydromotorem a hydrogenerátorem s tlakovou regulací. Tento pohon bude dále označován jako *stávající hydraulický pohon* nebo *stávající otevřený hydraulický obvod*. Pohon se v praxi projevil nedostatečným momentem, který vedl až k zastavování hydromotoru a také malou tuhostí. Cílem bakalářské práce je tyto nedostatky odstranit.

Drtiče třísek se používají pro zpracování ocelových, hliníkových, mosazných, měděných a litinových třísek. Zařízení se využívá v provozech, kde je větší množství odpadů z obrábění kovů a kde je nutné dlouhé třísky nebo chuchvalce třísek upravit před následným zpracováním. Po nadrcení třísek probíhá slisování na brikety, které se dále zpracovávají v tavicích pecích.

Provedl jsem literární rešerši řešené problematiky. Získané informace jsem použil ke zpracování kapitoly *1 Přehled současného stavu řešené problematiky*.

Kapitola *2 Návrh dvou alternativ pohonu a jejich porovnání* je zaměřena na návrh alternativního pohonu ke stávajícímu a následné srovnání.

Kapitola *3 Funkční schéma hydraulického obvodu včetně specifikace hlavních prvků* obsahuje hydraulické schéma řešeného pohonu a specifikaci hlavních prvků obvodu.

Kapitola *4 Výpočet hydraulického systému* je zaměřena na návrhový výpočet hydraulické hadice, výpočet ztrátového výkonu obvodu, výpočet chladicího výkonu obvodu a návrh chladiče pracovní kapaliny.

Kapitola *5 Závěr* obsahuje zhodnocení práce.

1 Přehled současného stavu řešené problematiky

1.1 Rozdělení konstrukcí drtičů

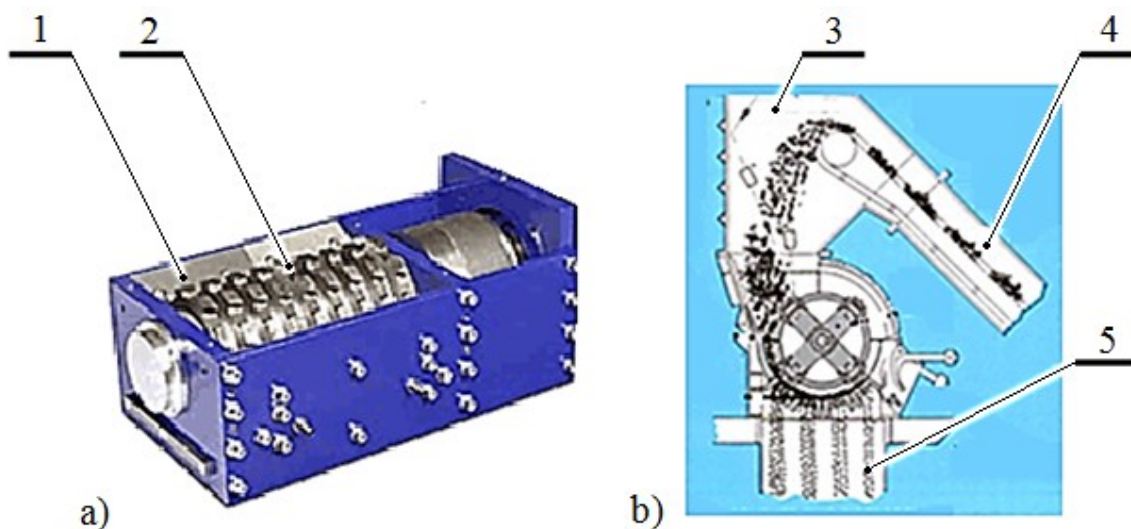
Podle umístění osy hřídele drtícího válce rozdělujeme konstrukce na horizontální nebo vertikální.

a) Horizontální (hřídelový) drtič

Horizontální drtiče se dále dělí podle konstrukce na jednohřídelové a dvouhřídelové.

- Jednohřídelový drtič třísek (obr. 1.1.1)

- jednoduchý princip, při kterém třísky padají shora přes násypku 3 do drtiče, kde je hřídel 2 s břity rotující vyšší rychlostí. Třísky jsou přitlačovány válcem na stěnu 1 drtiče, kde dochází k drcení a následně třísky propadávají dolů výsypkou 5.



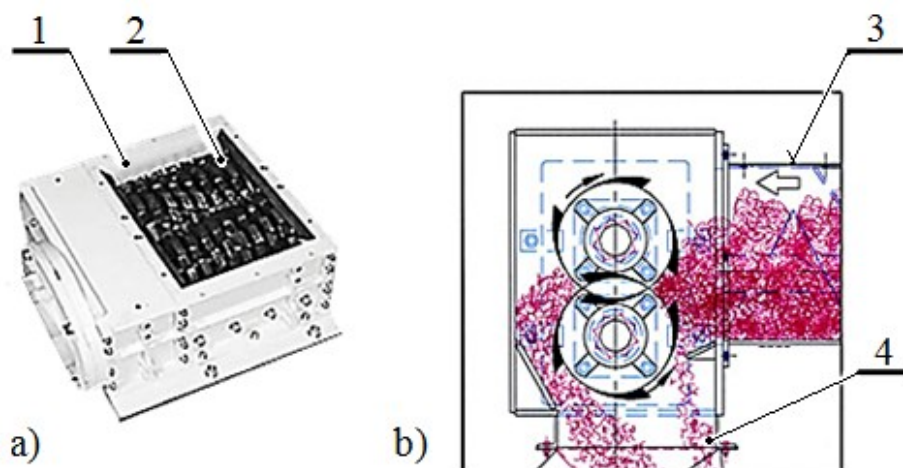
Obr. 1.1.1 Jednohřídelový drtič třísek

a - 3D model [6], b - schéma drtiče [7]

1 - stěny drtiče, 2 - drtící válec, 3 - násypka, 4 - dopravník, 5 - výsypka

- Dvouhřídelový drtič třísek (obr. 1.1.2)

- třísky jsou přiváděny shora popřípadě z boku do drtiče, kde jsou dva rotující válce 2 s nízkou rychlostí otáčení a vysokým momentem. Mezi válci se provádí drcení a třísky padají dolů výsypkou 4.



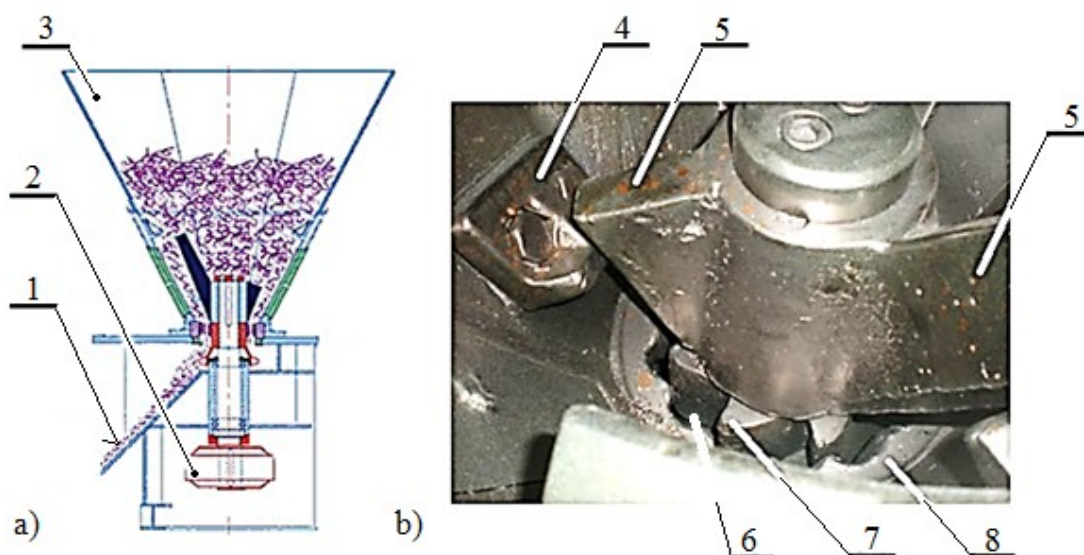
Obr. 1.1.2 Dvuhřidelový drtič třísek

a - 3D model [6], b - schéma drtiče [7]

1 - stěny drtiče, 2 - dva drtící válce, 3 - šnekový dopravník, 4 - výsypka

b) Vertikální (nožový) drtič (obr. 1.1.3)

- třísky jsou přiváděny shora do násypky 3. Pohyb rotačního ramene 5 proti fixním nožům 4 trhá třísky na menší kusy. Třísky poté padají do drtící komory 6, kde se uskutečňuje jemné drcení. Rotační hlava 7 drtí třísky proti stacionárnímu věnci 8. Nadrcené třísky jsou odváděny výsypkou. Rotační ramena 5 a rotační hlava 7 se otáčejí nízkou rychlostí a velkým momentem.



Obr. 1.1.3 Vertikální nožový drtič

a - schéma drtiče [7], b - drtící komora [8]

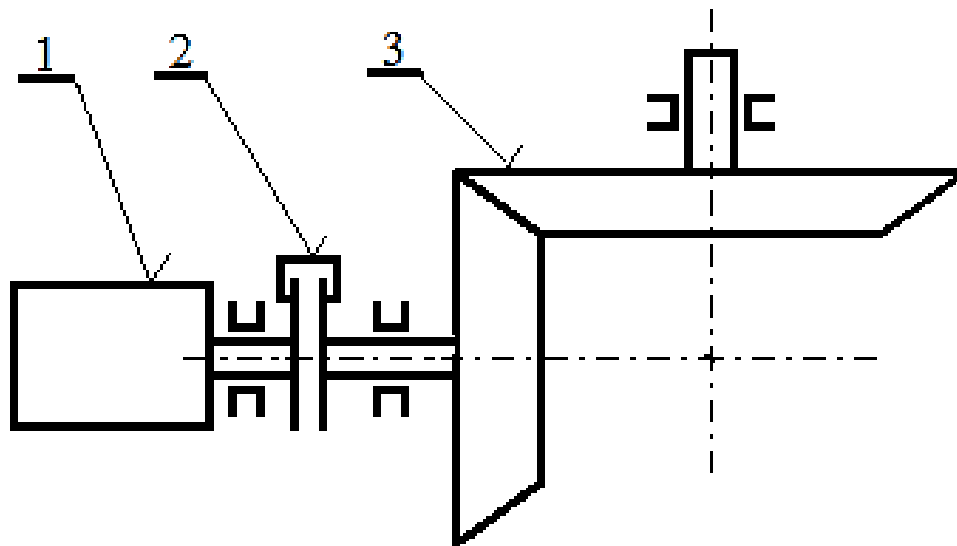
1 - výsypka, 2 - pohon, 3 - násypka, 4 - fixní nože, 5 - rotační ramena, 6 - drtící komora, 7 - rotační hlava, 8 - stacionární věnec

1.2 Druhy pohonů drtičů kovových třísek

Drtiče jsou většinou poháněny elektromechanickým nebo hydraulickým pohonem. Tyto pohony budou dále podrobněji popsány.

a) Drtiče s elektromechanickým pohonem (obr. 1.2.1)

- elektromotor 1 roztáčí kuželový převod 3 přes bezpečnostní spojku 2, která plní funkci ochrany před přetížením. Převod mění vysoké otáčky elektromotoru na nižší otáčky drtícího válce.
- elektromechanické pohony se konstruovaly se setrvačníkem nebo bez setrvačníku. Konstrukce se setrvačníkem byla určena pro aplikace, kdy by mohlo docházet vlivem zatížení k trhavému chodu pohonu.
- Výhody: - zaručen stálý převodový poměr,
 - vysoká účinnost pohonu,
 - jednoduchá obsluha,
 - snadná údržba,
- nevýhody: - náročná změna otáček - nutná dražší vícestupňová převodovka,
 - nutná bezpečnostní spojka,
 - netlumí rázy vyvolané drcením.



Obr. 1.2.1 Schéma elektromechanického pohonu

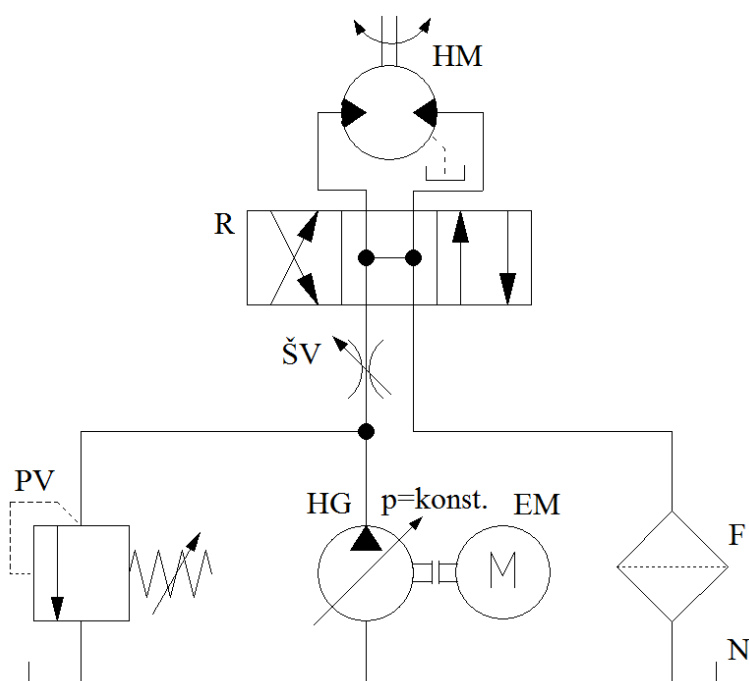
1 - elektromotor, 2 - spojka, 3 - kuželový převod

b) Drtiče s hydraulickým pohonem

- používají se zvláště tam, kde jsou smíchány třísky s většími kusy materiálu (například odstřížky plechu) a při velkém zpracovávaném objemu třísek,
- hydraulický pohon tlumí rázy, to má pozitivní vliv na životnost drtících nástrojů a chrání mechanické komponenty drtiče,
- z hlediska stavby hydraulického obvodu lze obvod realizovat jako otevřený nebo uzavřený.

• Otevřený hydraulický obvod s ventilovým řízením

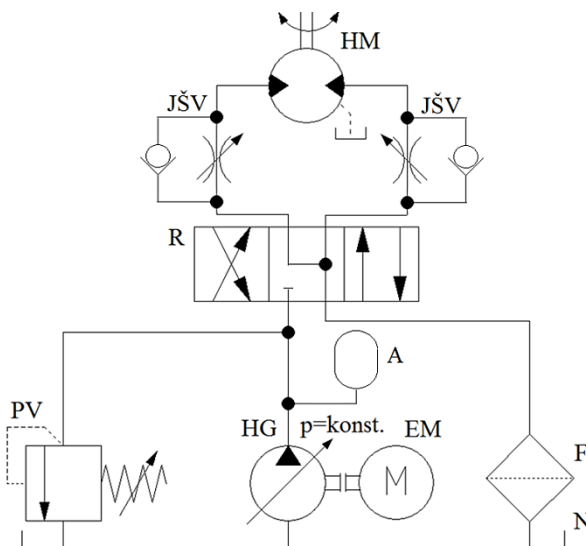
- stávající otevřený hydraulický obvod (*obr. 1.2.2*) se vyznačuje přímou cirkulací pracovní kapaliny. Kapalina je nasávána hydrogenerátorem *HG*, prochází škrticím ventilem *ŠV*, rozváděčem *R*, hydromotorem *HM* a poté se přes rozváděč *R* a filtr *F* vrací do nádrže *N*. Otáčky se nastavují škrticím ventilem *ŠV*. Obvod je opatřen škrticím ventilem *ŠV* umístěným na vstupu do hydromotoru, toto zapojení se vyznačuje nižší tuhostí systému, než zapojení škrticího ventilu *ŠV* na výstupu z hydromotoru. Obvod neumožňuje plynulý rozběh, brždění, reverzaci otáček hydromotoru a také řízení otáček ze vzdáleného místa pomocí programu. Ventilové řízení se vyznačuje energetickou ztrátou na škrticím ventilu *ŠV*.



Obr. 1.2.2 Schéma otevřeného hydraulického obvodu se škrticím ventilem umístěným na vstupu do hydromotoru

N - nádrž, *PV* - pojistný ventil, *HG* - hydrogenerátor, *ŠV* - škrticí ventil, *R* - rozváděč,
HM - hydromotor, *F* - filtr, *EM* - elektromotor

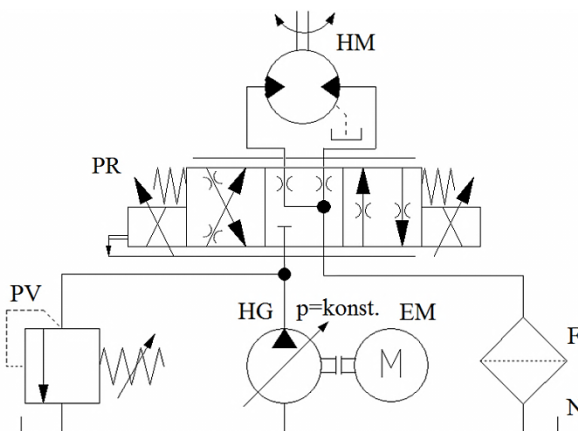
- obvod se škrcením na výstupu z hydromotoru (*obr. 1.2.3*) odstraňuje nedostačující tuhost předchozího obvodu, a také snižuje náchylnost obvodu ke kmitání. Obvod neumožňuje plynulý rozběh, brždění, reverzaci otáček hydromotoru a také řízení otáček ze vzdáleného místa pomocí programu. Ventilové řízení se vyznačuje energetickou ztrátou na jednosměrném škrtícím ventilu *JŠV*.



Obr. 1.2.3 Schéma otevřeného hydraulického obvodu se dvěma jednosměrnými škrtícími ventily

N - nádrž, *PV* - pojistný ventil, *HG* - hydrogenerátor, *A* - akumulátor, *R* - rozváděč, *JŠV* - jednosměrný škrtící ventil, *HM* - hydromotor, *F* - filtr, *EM* - elektromotor

- obvod s proporcionálním rozváděčem (*obr. 1.2.4*) má vyšší tuhost než obvodu se škrcením na vstupu do hydromotoru. Obvod umožňuje plynulý rozběh, brždění, reverzaci otáček hydromotoru a také řízení otáček ze vzdáleného místa pomocí programu. Ventilové řízení se vyznačuje energetickou ztrátou na proporcionálním rozváděči *PR*.

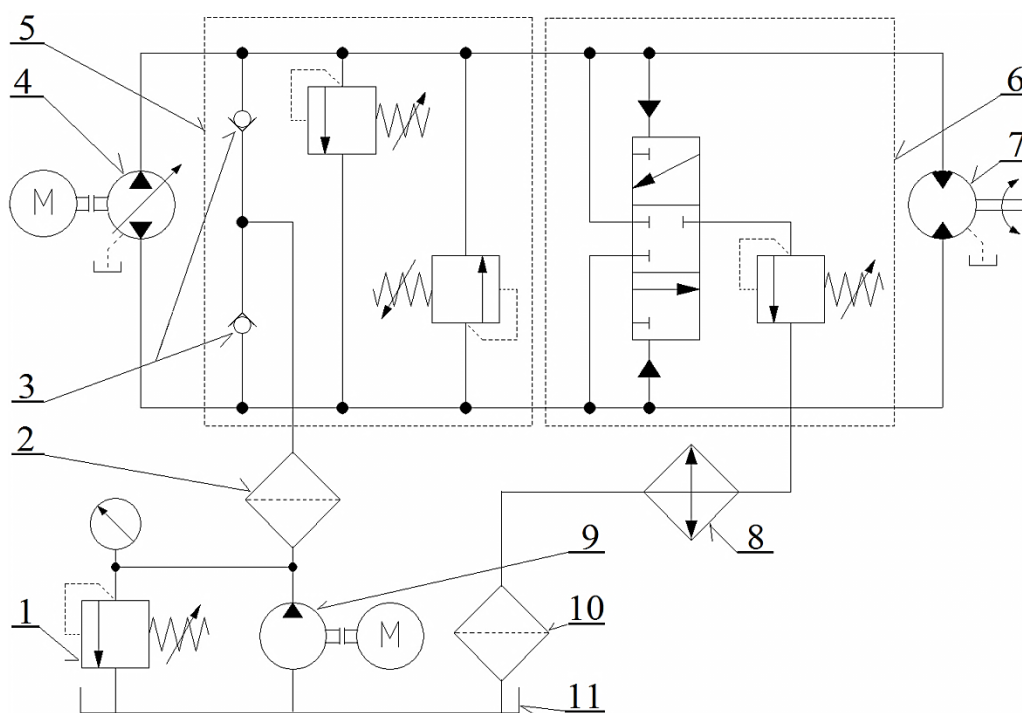


Obr. 1.2.4 Schéma otevřeného hydraulického obvodu s proporcionálním rozváděčem

N - nádrž, *PV* - pojistný ventil, *HG* - hydrogenerátor, *PR* - proporcionální rozváděč, *HM* - hydromotor, *F* - filtr, *EM* - elektromotor

- Uzavřený hydraulický obvod s objemovým řízením [4, 5]

- charakteristickým znakem (*obr. 1.2.5*) je paralelně připojena pomocná nádrž malého objemu. Nádrž *11* je připojena pomocí menšího doplňovacího hydrogenerátoru *9* do hlavního obvodu přes jednosměrné ventily *3*. Nádrž *11* bývá menší než u otevřeného obvodu. Bývá dimenzována na trojnásobek minutového průtoku doplňovacího čerpadla, které má průtok asi 20 až 35% průtoku hlavního čerpadla *4*. Chlazení a filtrace kapaliny je zajištěna pomocí výplachového bloku *6*. Výplachový blok odpouští část kapaliny z nízkotlaké větve přes chladič *8* a filtr *10* do nádrže *11*. Doplňovací hydrogenerátor *9* doplní ochlazenou kapalinu zpět do obvodu. Otáčky i směr pohybu hydromotoru se řídí změnou geometrického objemu hydrogenerátoru. Uzavřený obvod se vyznačuje vyšší tuhostí a není náchylný ke kmitání pohonu, dále dovoluje plynulé řízení ze vzdáleného místa a má vyšší energetickou účinnost v porovnání s ventilovým řízením.



Obr. 1.2.5 Schéma uzavřeného hydraulického obvodu s objemovým řízením

*1 - pojistný ventil, 2 - filtr v tlakové větvi, 3 - jednosměrné ventily,
4 - hlavní hydrogenerátor, 5 - plnicí a pojistný blok, 6 - výplachový blok, 7 - hydromotor,
8 - chladič, 9 - doplňovací hydrogenerátor, 10 - filtr v odpadní větvi, 11 - nádrž*

Výhody a nevýhody hydraulického pohonu v porovnání s elektromechanickým pohonem

- výhody: - jednoduché řízení rychlostí hydromotoru - škrticími prvky, proporcionálními rozváděči nebo objemovou regulací hydrogenerátoru, objemovou regulací rotačního hydromotoru,

- snadné řízení síly, které odpovídá velikosti tlaku,
 - spojka je nahrazena pojistným ventilem,
 - menší zástavbové rozměry,
 - vysoká spolehlivost,
 - plynulý chod, v důsledku stlačitelnosti kapaliny tlumí rázy,
 - snadná reverzace otáček hydromotoru,
- nevýhody:
- nutné chlazení pracovní kapaliny,
 - potřebný samostatný agregát, zdroj pracovní kapaliny,
 - nižší účinnost v porovnání s elektromechanickým pohonem,
 - náročná údržba - stárnutí a nutná výměna kapaliny, hlídání těsnosti obvodu, ekologická zátěž při úniku pracovní kapaliny, nutné odvětrání obvodu.

Porovnání uzavřeného obvodu s otevřeným obvodem

- výhody uzavřeného obvodu:
- hydraulický tuhý systém, tlakové předpjetí obou hlavních tlakových větví, to vede ke zvýšené odolnosti proti kmitání,
 - plynulý rozběh a brždění, snadná a rychlá změna smyslu (reverzace) otáčení hydromotoru, hydrogenerátor plynule přechází od $+V_G$ do $-V_G$,
 - menší nádrž pracovní kapaliny,
 - řízení otáček probíhá změnou geometrického objemu hydrogenerátoru, toto řešení je energeticky úsporné v porovnání s ventilovou technikou použitou u otevřeného obvodu kde se přebytečná energie mění na teplo,
- nevýhody uzavřeného obvodu:
- vyšší cena hydrogenerátoru pro uzavřený obvod v porovnání s hydrogenerátorem pro otevřený hydraulický obvod,
 - kapalina se více zahřívá, rychleji stárne a je tedy nutná její častější výměna.

1.3 Způsoby řízení hydraulických pohonů:

Z hlediska řízení pohonu lze použít řízení ventilové nebo objemové.

a) Ventilové řízení [2]

Je realizováno pomocí změny hydraulického odporu. Hydraulický odpor se mění změnou průtočného průřezu. Průtočný průřez se mění změnou polohy škrticího šoupátka

(kuželky, jehly) vůči škrticí hraně. Průtok Q je lineárně závislý na průtočném průřezu a nelineárně závislý na zatížení hydromotoru podle vztahu:

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\Delta p_G - \Delta p_M)}{\rho}}, \quad n_M = \frac{Q}{V_M}, \quad (1.1)$$

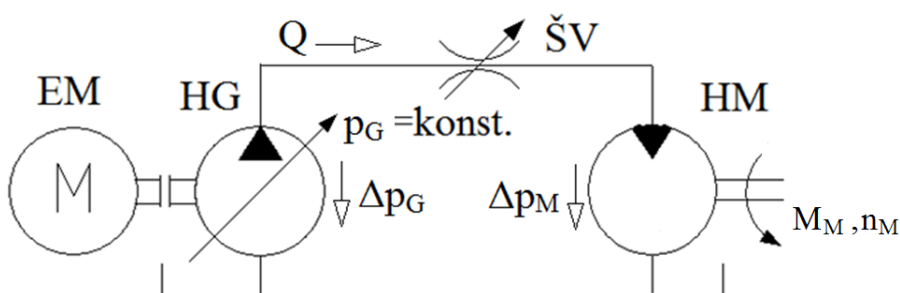
kde: μ ... součinitel průtoku [1],

S ... průtočná plocha ventilu v nejužším místě [m^2],

Δp_G ... tlakový spád na hydrogenerátoru [Pa], $\Delta p_G = p_G$,

Δp_M ... tlakový spád na hydromotoru [Pa], kde: $\Delta p_M = \frac{2\pi \cdot M_M}{V_M}$, (1.2)

ρ ... hustota pracovní kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].



Obr. 1.3.1 Pohon s řízením otáček hydromotoru škrticím ventilem

HG - hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak,

EM - elektromotor, ŠV - škrticí ventil, HM - hydromotor

Řízení je možné provádět v širokém rozsahu. Změna rychlosti by neměla přesáhnout 10% původní hodnoty. Ventilové prvky mění přebytečnou tlakovou energii v teplo. Jako prvky pro řízení průtoku se používají škrticí ventily, proporcionální rozváděče nebo servoventily.

Škrticí ventily

- výhody: - jednoduché a levné,
- nenáročné na čistotu kapaliny,
- nevýhody: - nelze provádět dálkové řízení,
- nižší energetická účinnost.

Proporcionální rozváděče

- výhody: - nenáročné na čistotu kapaliny,
- spojitě řízení ze vzdáleného místa,
- proporcionální rozváděč nahradí v obvodu rozváděč i škrticí ventil,
- nevýhody: - nižší energetická účinnost.

Servoventily

- výhody: - použití v náročných regulačních obvodech,
- nevýhody: - vysoká cena,
 - vysoké nároky na čistotu kapaliny,
 - nižší energetická účinnost.

b) Objemové řízení [4]

Principem řízení je změna geometrického objemu hydrogenerátoru V_G nebo rotačního hydromotoru V_M . Řízení je možné provádět kombinací regulačních nebo neregulačních hydrogenerátorů a hydromotorů. U lineárního hydromotoru nelze měnit geometrický objem. Regulační charakteristiky hydrostatického převodu jsou uvedeny v tabulce 1.3.1.

Porovnání objemového řízení s ventilovým

- výhody: - vyšší účinnost objemového řízení proti ventilovému,
- nezávislost řízeného parametru (rychlost hydromotoru) na změně zatížení hydromotoru,
- nevýhody: - vyšší pořizovací náklady.

Regulace	Objemu hydrogenerátoru	Objemu hydromotoru	Dvojitá regulace
Schéma regulace			
Regulační charakteristiky			
Charakteristiky pro $p=\text{konst.}$ $\eta=\text{konst.}$			

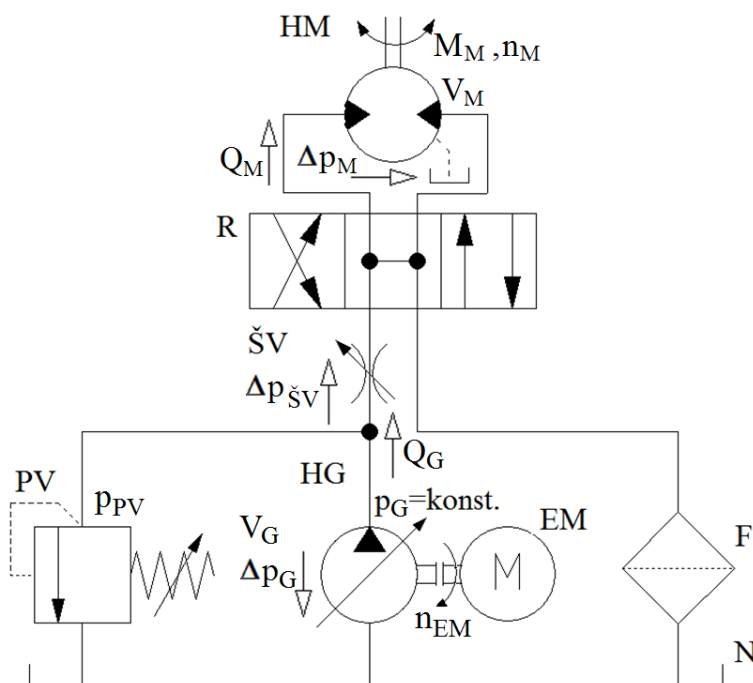
Tabulka 1.3.1 Regulační charakteristiky hydrostatického převodu [4]

2 Návrh dvou alternativ pohonu a jejich porovnání

Jako první alternativu hydraulického pohonu jsem zvolil stávající hydraulický pohon. Jedná se o otevřený obvod s neregulačním hydromotorem a hydrogenerátorem s tlakovou regulací. Následně jsem provedl návrh nového pohonu, který odstraňuje nedostatky původního pohonu. Jedná se o uzavřený obvod s neregulačním hydromotorem a hydrogenerátorem s proměnným geometrickým objemem.

2.1 Alternativa A: stávající otevřený hydraulický obvod.

Otevřený hydraulický obvod s tlakovou regulací hydrogenerátoru a ventilovým řízením (obr. 2.1.1). Pro vertikální drtič třísek jsou podle firmy KonCad s.r.o. optimální otáčky $n_M = 0,8 \dots 1,16 \text{ s}^{-1} = 50 \dots 70 \text{ min}^{-1}$. Maximální tlak v obvodu $p_{\max} = 30 \text{ MPa}$.



Obr. 2.1.1 Schéma hydraulického obvodu s ventilovým řízením

*N - nádrž, PV - pojistný ventil, HG - hydrogenerátor, ŠV - škrtecí ventil, R - rozváděč,
HM - hydromotor, F - filtr, EM - elektromotor*

Specifikace základních prvků

- Elektromotor:

trojfázový asynchronní elektromotor,

výrobce: Siemens, s.r.o.,

parametry: jmenovitý výkon $P = 45 \text{ kW}$,

jmenovité otáčky $n_{EM} = 24,66 \text{ s}^{-1} = 1480 \text{ min}^{-1}$.

- Hydrogenerátor:

axiální pístový hydrogenerátor s tlakovou regulací,

výrobce: Denison Hydraulics,

parametry: maximální objemový průtok: $Q_G = 1,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 80 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$,

jmenovitý tlak: $p_G = 30 \text{ MPa}$,

maximální geometrický objem: $V_G = 60 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

- Hydromotor:

radiální pístový hydromotor,

výrobce: Poclain Hydraulics, s.r.o.,

typ: MS 11-2,

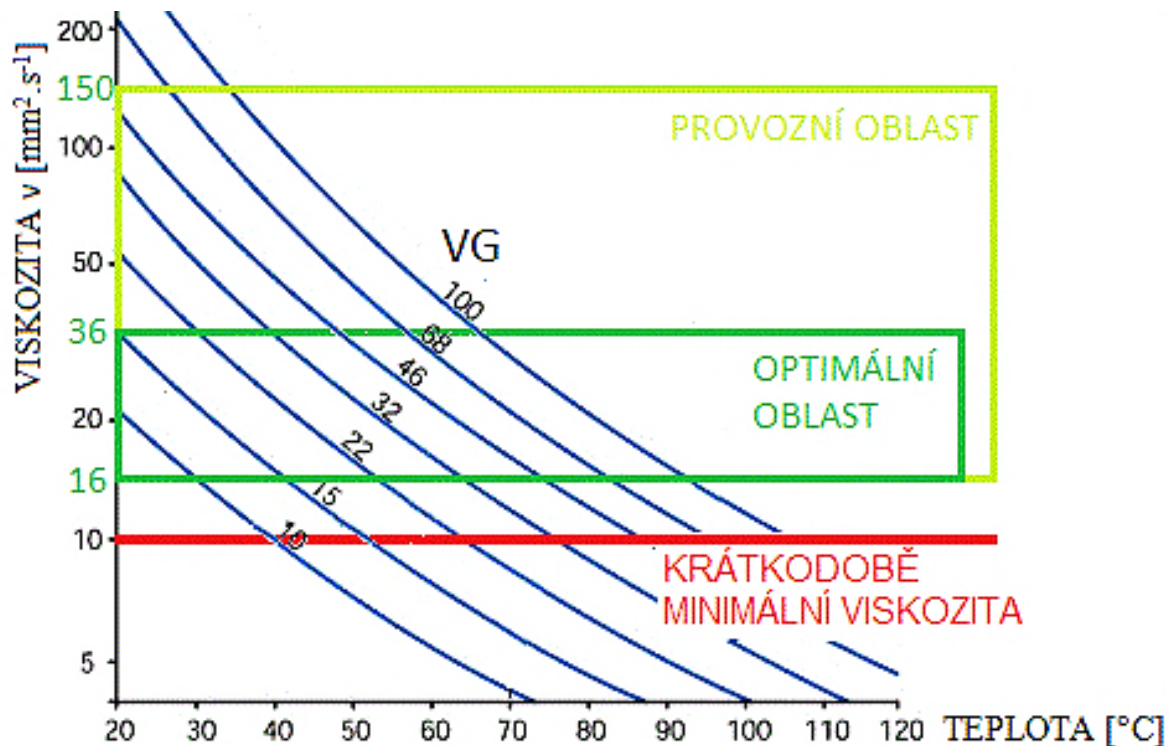
parametry: geometrický objem: $V_M = 1,259 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$,

maximální tlak: $p_{\max} = 45 \text{ MPa}$.

- Pracovní kapalina:

minerální olej kvalitativní třídy HLP a viskózní třídy podle ISO VG46.

Vysokotlaký minerální olej s viskozitou $46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, vhodný jako pracovní kapalina pro hydraulické stroje a zařízení. Pracovní kapalina obsahuje přísady proti korozi, oxidaci i oděru. Oblast použití pracovní kapaliny lze určit dle obrázku *obr. 2.1.2*.



Obr. 2.1.2 Mezní třídy viskozit dle normy ISO 3448

- Nádrž na pracovní kapalinu:

parametry: geometrický objem: $V_N = 250 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 250 \text{ dm}^3$.



Obr. 2.1.3 Instalace vertikálního drtiče třísek v praxi

Základní výpočet

- Maximální otáčky hydromotoru

$$n_{Mmax1} = \frac{Q_G}{V_M} \cdot \eta_Q = \frac{1,33 \cdot 10^{-3}}{1,259 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,98 = 1,035 [\text{s}^{-1}] = 62,1 [\text{min}^{-1}], \quad (2.1)$$

kde: Q_G ... maximální průtok hydrogenerátoru [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], $Q_G = Q_M$,

V_M ... geometrický objem hydromotoru [m^3],

η_Q ... účinnost průtoková hydromotoru [1].

Maximální otáčky hydromotoru nepřesahují maximální dovolené otáčky pro daný typ hydromotoru.

- Maximální moment na hydromotoru

$$M_{Mmax1} = \frac{V_M \cdot \Delta p_M}{2\pi} \cdot \eta_{m,p} = \frac{1,259 \cdot 10^{-3} \cdot 28 \cdot 10^6}{2\pi} \cdot 0,9 = 5\,049 [N \cdot m], \quad (2.2)$$

kde: Δp_M ... tlakový spád na hydromotoru [Pa]; naměřený tlakový spád na hydromotoru

$$\Delta p_M = 28 \cdot 10^6 \text{ Pa},$$

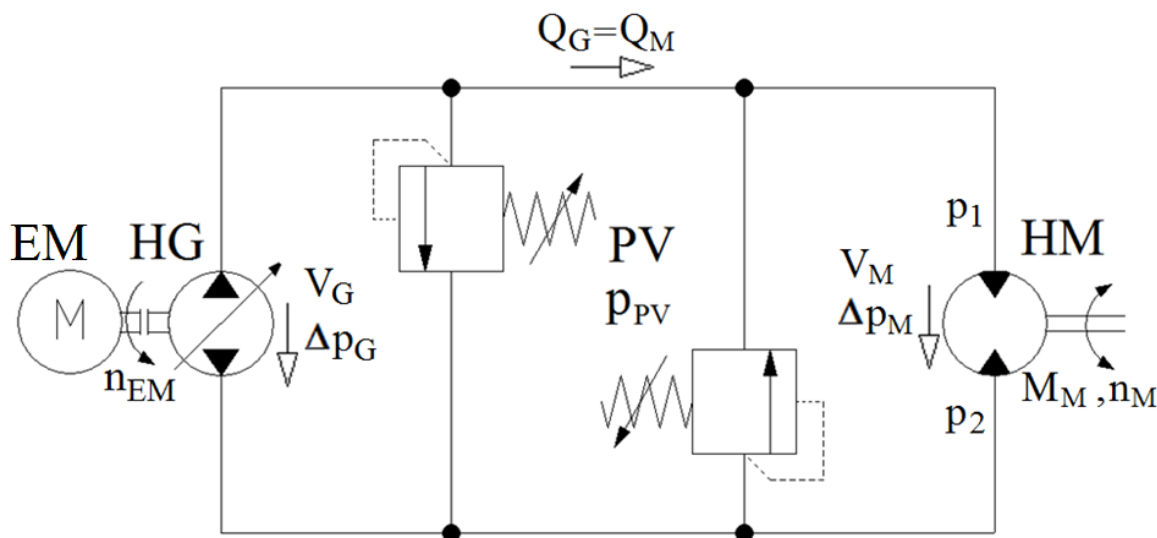
$\eta_{m,p}$... účinnost mechanicko - tlaková hydromotoru [1].

Zhodnocení:

Navržený obvod splňuje optimální otáčky pro vertikální drtiče. Obvod má v některých případech nedostačující moment na hydromotoru, proto volím pro následující alternativu zvýšení momentu. Otevřený hydraulický obvod se vyznačuje nižší tuhostí. Pro odstranění tohoto nedostatku volím uzavřený obvod, který se vyznačuje vyšší tuhostí díky předpjetí nízkotlaké větve.

2.2 Alternativa B: návrh uzavřeného hydraulického obvodu.

V alternativě A se moment na hydromotoru ukázal jako nedostačující, proto navrhuji zvýšit moment na $M_{Mmax} = 6\,700 \text{ N.m}$. Pro vertikální drtič třísek jsou optimální otáčky $n_M = 0,8 \dots 1,16 \text{ s}^{-1} = 50 \dots 70 \text{ min}^{-1}$. Maximální tlak v obvodu $p_{max} = 30 \text{ MPa}$.



Obr. 2.2.1 Schéma uzavřeného hydraulického obvodu s objemovou regulací
hydrogenerátoru

HG - hydrogenerátor, PV - pojistný ventil, HM - hydromotor, M - elektromotor

Základní výpočet:

- Volba hydromotoru

$$V_M = \frac{M_{Mmax} \cdot 2\pi}{\Delta p_{Mmax} \cdot \eta_{m,p}} = \frac{6\,700 \cdot 2 \cdot \pi}{28 \cdot 10^6 \cdot 0,9} = 1,67 \cdot 10^{-3} [m^3], \quad (2.3)$$

kde: V_M ... geometrický objem hydromotoru [m^3],

M_{Mmax} ... maximální moment na hydromotoru [$N.m$],

Δp_{Mmax} ... maximální tlakový spád na hydromotoru [Pa];

pro návrh volím $\Delta p_{Mmax} = p_1 - p_2 = 30 - 2 = 28 \cdot 10^6 Pa$,

tlaková ztrát v hydraulickém vedení je zanedbatelná $p_1 = p_{max}$,

$\eta_{m,p}$... účinnost mechanicko - tlaková hydromotoru [1].

- Volím radiální pístový hydromotor:

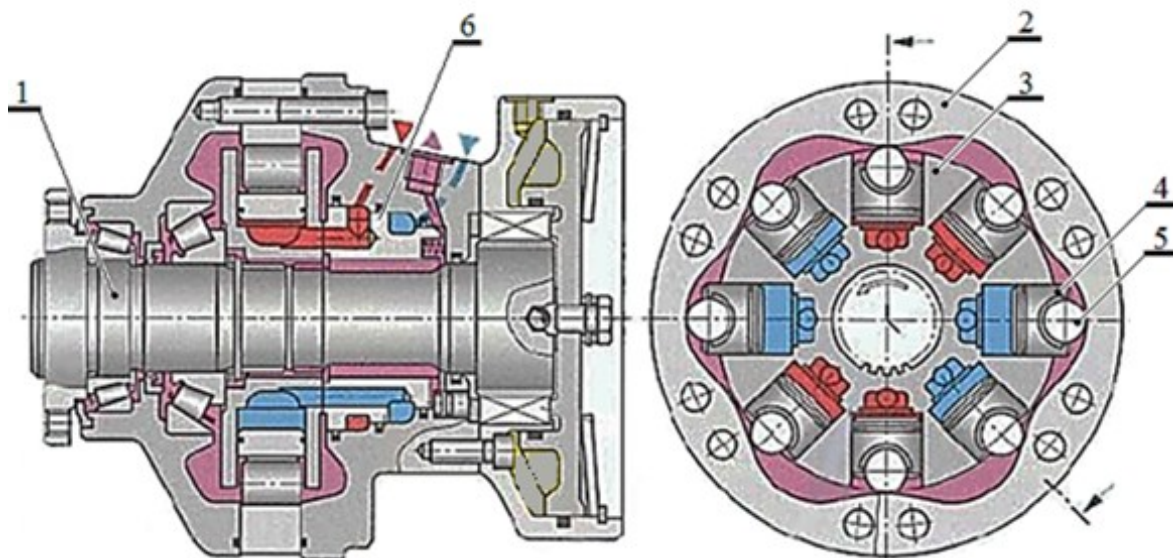
výrobce: Poclain Hydraulics, s.r.o.,

typ: MSE 11-2,

parametry: geometrický objem: $V_M = 1,687 \cdot 10^{-3} m^3$,

maximální tlak: $p_{max} = 40 MPa$.

Radiální pístový hydromotor [1] umožňuje práci s nejvyššími pracovními tlaky a je konstruován pro nízké až střední otáčky (*obr. 2.2.2*). Hydromotor má písty 4 umístěny kolmo na osu hnané hřídele 1. Kladky 5 se odvalují po speciálně tvarovaném statoru 2. Písty při svém přímočarém vratném pohybu uvádí hřídel do pohybu. Písty jsou dokonale mazány pracovní kapalinou.



Obr. 2.2.2 Radiální pístový hydromotor s písty umístěnými v rotoru [9]

1 - hnací hřídel, 2 - stator, 3 - rotor, 4 - píst, 5 - kladka, 6 - rozváděč

- Maximální moment na hydromotoru

$$M_{Mmax2} = \frac{V_M \cdot \Delta p_{Mmax}}{2\pi} \cdot \eta_{m,p} = \frac{1,687 \cdot 10^{-3} \cdot 28 \cdot 10^6}{2\pi} \cdot 0,9 = 6\,766 \text{ [N} \cdot \text{m]}. \quad (2.4)$$

Maximální moment hydromotoru splňuje zadání.

- Porovnání momentů jednotlivých hydromotorů

$$\frac{M_{Mmax2}}{M_{Mmax1}} = \frac{6\,766}{5\,049} = 1,34. \quad (2.5)$$

Navržený hydromotor má o 34% vyšší moment než původní.

- Potřebný průtok hydromotoru

$$Q_M = n_{Ms} \cdot V_M \cdot \frac{1}{\eta_Q} = 1 \cdot 1,687 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{0,97} = 1,739 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (2.6)$$

kde: n_{Ms} ... střední hodnota optimálních otáček hydromotoru [s^{-1}],

η_Q ... účinnost průtoková hydromotoru [1].

- Volba hydrogenerátoru

$$Q_{Gt} = Q_M \cdot \frac{1}{\eta_Q} = 1,739 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{0,98} = 1,775 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (2.7)$$

$$V_G = \frac{Q_{Gt}}{n_{EM}} = \frac{1,775 \cdot 10^{-3}}{24,66} = 72 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}, \quad (2.8)$$

kde: Q_{Gt} ... teoretický objemový průtok hydrogenerátoru [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],

η_Q ... účinnost průtoková hydrogenerátoru [1],

V_G ... geometrický objem hydrogenerátoru [m^3],

n_{EM} ... otáčky elektromotoru [s^{-1}]; $n_{EM}=24,66 \text{ s}^{-1}$.

- Volím axiální pístový hydrogenerátor:

výrobce: Bosch Rexroth, s.r.o.,

typ: A4VG71,

parametry: $V_{Gmax} = 71 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$,

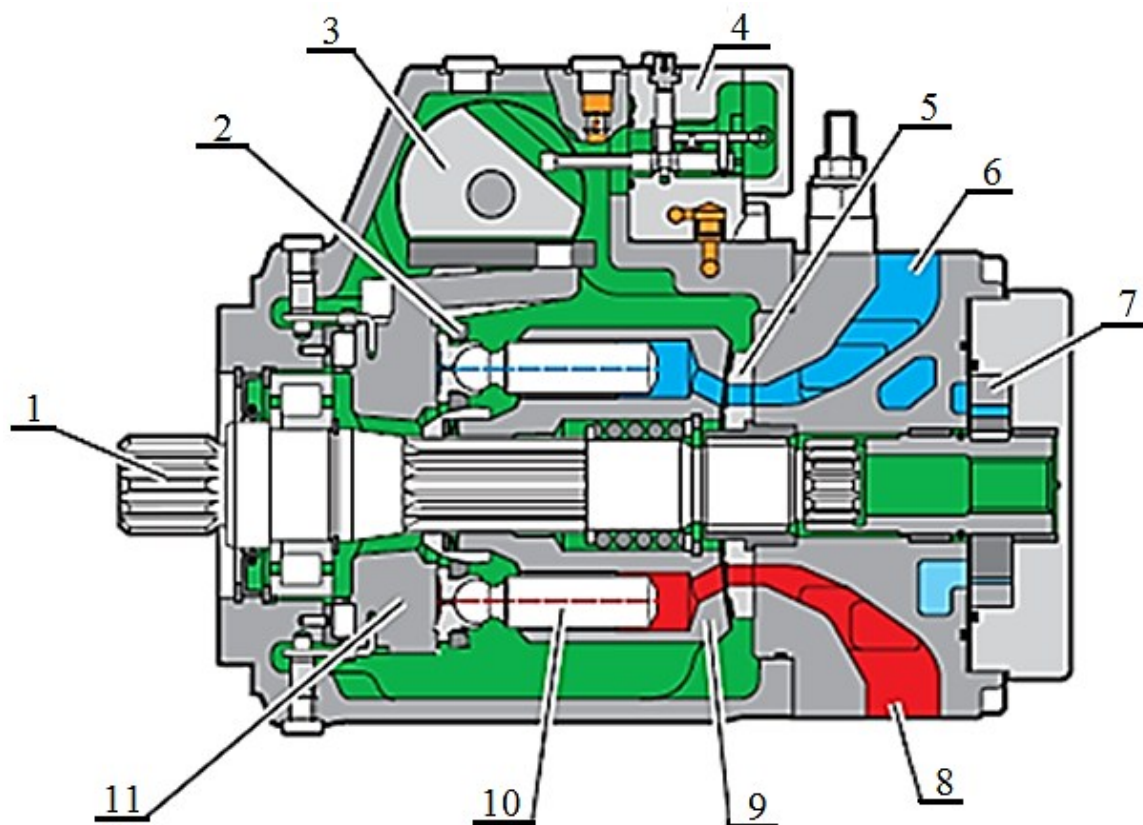
$V_{DG} = 19,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$,

$n_{min} = 8,3 \text{ s}^{-1} = 500 \text{ min}^{-1}$,

$n_{max} = 60 \text{ s}^{-1} = 3600 \text{ min}^{-1}$,

$p_{max} = 45 \text{ MPa}$.

Popis axiálního pístového hydrogenerátoru pro uzavřený obvod s nastavitelným geometrickým objemem (obr. 2.2.3). Písty 10 jsou umístěny rovnoběžně s osou hnací hřídele 1. Hnací hřídel uvádí do pohybu válec 9, ve kterých jsou umístěny písty 10. Písty jsou přitlačovány upevňovací deskou 2 na naklápěcí desku 11. Objemové řízení se provádí pomocí zdvihu ovládacího pístu 3, který mění úhel naklopení desky 11. Hydrogenerátor se vyznačuje vysokým pracovním tlakem.



Obr. 2.2.3 Řez axiálním pístovým hydrogenerátorem pro uzavřený hydraulický obvod [10]

1 - hnací hřídel, 2 - upevňovací deska, 3 - ovládací píst, 4 - řízení, 5 - rozvodová deska, 6 - nízkotlaká větev, 7 - pomocné čerpadlo, 8 - vysokotlaká větev, 9 - válec, 10 - píst, 11 - naklápěcí deska

- Maximální otáčky hydromotoru

$$Q_{Gs} = V_G \cdot n_{EM} \cdot \eta_{QG} = 71 \cdot 10^{-6} \cdot 24,66 \cdot 0,98 = 1,716 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}], \quad (2.9)$$

$$n_{M \max 2} = \frac{Q_{Gs}}{V_M} \cdot \eta_{QM} = \frac{1,716 \cdot 10^{-3}}{1,687 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,97 = 0,987 [\text{s}^{-1}] = 59,2 [\text{min}^{-1}], \quad (2.10)$$

kde: Q_{Gs} ... skutečný objemový průtok hydromotoru $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$, $Q_{Gs} = Q_G = Q_M$.

Maximální otáčky hydromotoru nepřesahují maximální dovolené otáčky pro daný typ hydromotoru.

- Potřebný výkon elektromotoru

$$P_{EM} = P_G + P_{DG} = \frac{\Delta p_{Gmax} \cdot V_G \cdot n_{EM}}{\eta_{cG}} + \frac{\Delta p_{DG} \cdot V_{DG} \cdot n_{EM}}{\eta_{cDG}} =$$

$$= \frac{28 \cdot 10^6 \cdot 71 \cdot 10^{-6} \cdot 24,66}{0,92} + \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 19,6 \cdot 10^{-6} \cdot 24,66}{0,9} = 54\,361 \text{ [W]}, \quad (2.11)$$

kde: Δp_{Gmax} ... maximální tlakový spád na hydrogenerátoru [Pa]; $\Delta p_{Gmax} = 28 \cdot 10^6$ Pa,

Δp_{DG} ... maximální tlakový spád na doplňovacím hydrogenerátoru [Pa];

$$\Delta p_{DG} = 2 \cdot 10^6 \text{ Pa},$$

η_{cG} ... účinnost celková hydrogenerátoru [1]; $\eta_{cG} = 0,92$,

η_{cDG} ... účinnost celková doplňovacího hydrogenerátoru [1]; $\eta_{cDG} = 0,9$.

Pro navrhovaný uzavřený obvod je zapotřebí o 10 kW vyšší výkon elektromotoru.

Zhodnocení:

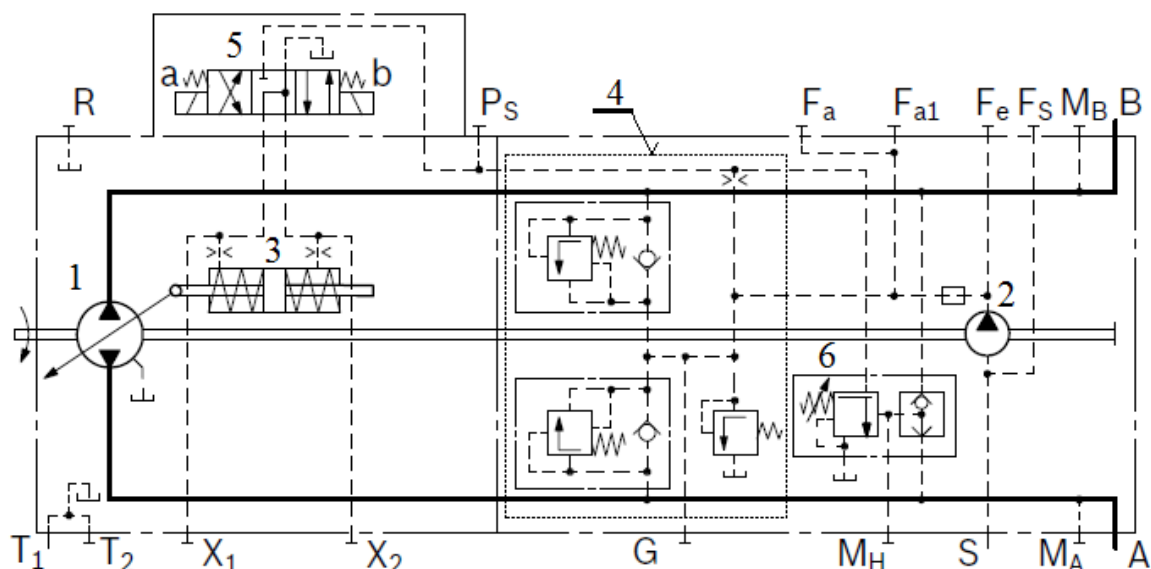
Navržený uzavřený obvod má vyšší tuhost než otevřený. Alternativa B se vyznačuje o 34% vyšším momentem na hydromotoru než alternativa A. Navržený obvod splňuje optimální otáčky pro vertikální drtiče. Výkon elektromotoru pro alternativu B je potřeba navýšit o 10 kW.

Způsoby objemového řízení hydrogenerátoru typu A4VG

Pro dané požití hydrogenerátoru je jako řídicí signál nejvhodnější elektrický. Elektrický signál umožňuje řízení ze vzdáleného místa. Následně budou popsány vhodné způsoby řízení pro navrhovaný pohon.

EZ - dvupolohové elektrické ovládání (*obr. 2.2.4*)

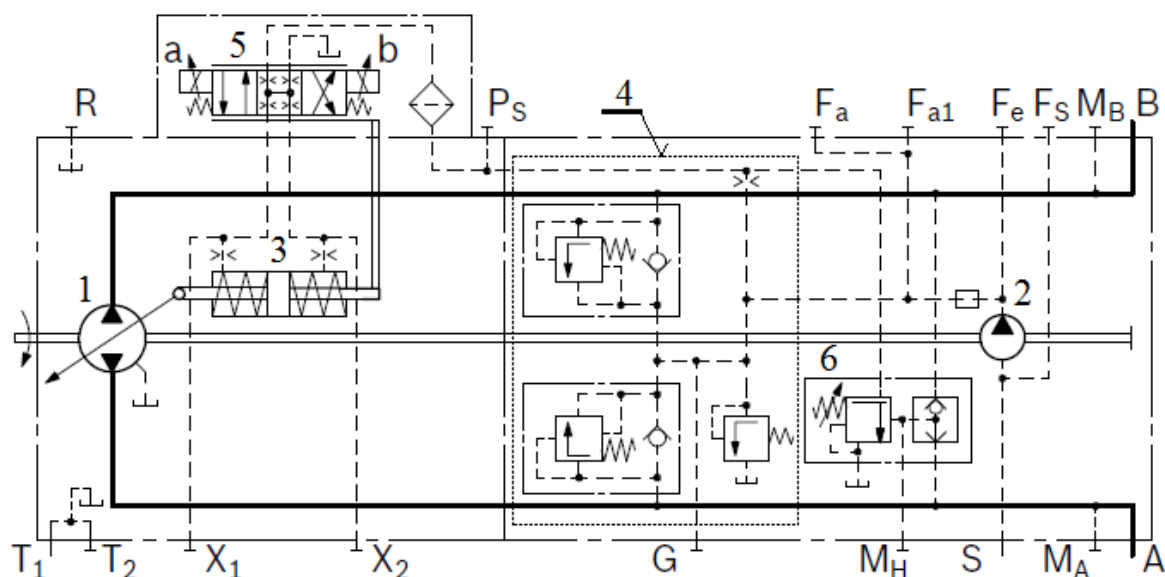
- po přivedení elektrického signálu na elektricky ovládaný rozváděč 4/3 *pol. 5* začne propouštět hydraulickou kapalinu do ovládacího přímočarého hydromotoru 3 hydrogenerátoru 1 na jednu nebo druhou stranu pístu a geometrický objem se nastaví na maximum. Po přerušení elektrického signálu se geometrický objem nastaví na nulu. Vzroste-li tlak v obvodu nad nastavenou mez, pojistný blok 6, začne odpouštět část kapaliny z ovládacího přímočarého hydromotoru, tím se sníží vychýlení ovládacího pístu 3 a klesne průtok hydrogenerátoru 1.



Obr. 2.2.4 Hydraulické schéma EZ ovládání [10]

1 - hydrogenerátor, 2 - doplňovací hydrogenerátor, 3 - ovládací píst, 4 - přepouštěcí a pojistný blok, 5 - 4/3 rozváděč ovládaný elektromagnetem, 6 - pojistný blok

EP - elektrické proporcionální řízení (obr. 2.2.5)

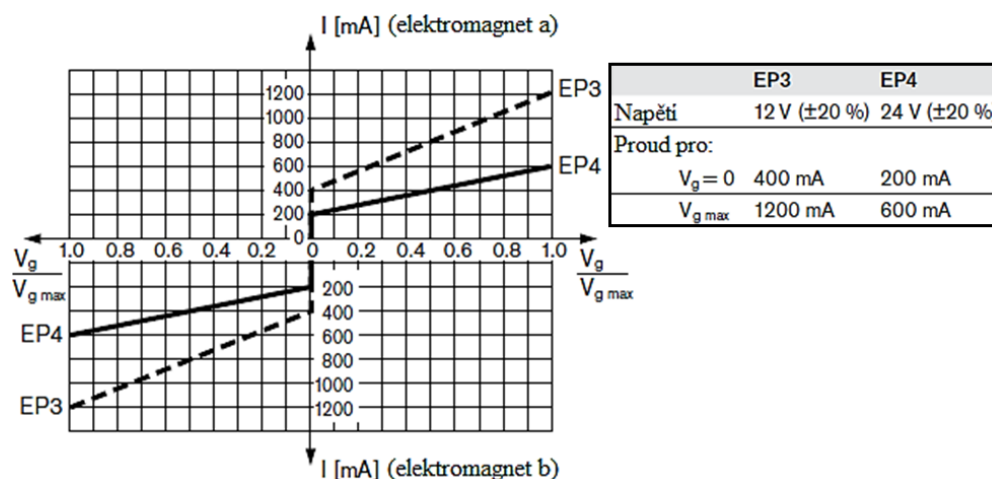


Obr. 2.2.5 Hydraulické schéma EP ovládání [10]

1 - hydrogenerátor, 2 - doplňovací hydrogenerátor, 3 - ovládací píst, 4 - přepouštěcí a pojistný blok, 5 - proporcionální rozváděč 4/3, 6 - pojistný blok

- průtok hydrogenerátorem je přímo úměrný elektrickému signálu přivedenému na elektromagnet proporcionálního rozváděče 4/3 pol. 5. Závislost elektrického signálu na poměru V_G/V_{Gmax} je uvedena na obr. 2.2.6. Elektrický signál mění polohu šoupátka

rozdávěče. Šoupátko přesměruje hydraulickou kapalinu do ovládacího přímočarého hydromotoru 3 hydrogenerátoru 1, který mění geometrický objem hydrogenerátoru. Zpětná vazba mezi ovládacím pístem a proporcionálním rozváděčem je mechanická. Vzroste-li tlak v obvodu nad nastavenou mez, pojistný blok 6, začne odpouštět část kapaliny z ovládacího přímočarého hydromotoru, tím se sníží vychýlení ovládacího pístu 3 a klesne průtok hydrogenerátoru 1.



Obr. 2.2.6 Závislost elektrického signálu na poměru $V_G/V_{G\max}$ [10]

Volba objemového řízení hydrogenerátoru

Pro návrh uzavřeného obvodu volím hydrogenerátor s EP proporcionálním řízením. Řízení EP (obr. 2.2.6) se vyznačuje plynulou změnou geometrického objemu elektrickým signálem pro oba směry proudění kapaliny v obvodu. V případě zvýšení zátěže na hydromotoru vzroste tlak v obvodu (obr. 2.2.5), je-li tlak vyšší než nastavený na pojistném ventilu 6, sníží se průtok hydrogenerátoru.

Pro provoz zařízení je vhodné použít při zastavení hydromotoru vlivem zaseknutí drtícího válce změnu smyslu otáčení hydromotoru po určitou dobu a následný rozběh původním směrem. Změna smyslu otáčení hydromotoru je realizována změnou směru pohybu kapaliny v obvodu. Hydrogenerátor 1 změní směr proudění kapaliny po přivedení elektrického signálu na druhý kontakt proporcionálního rozváděče 5. Rozváděč se přestaví do druhé krajní polohy. Ovládací píst 3 se také přesune do druhé krajní polohy a změní úhel naklonění desky. Po uplynutí nastavené doby se proporcionální rozváděč, ovládací píst a deska znovu přestaví do původní polohy. Doporučuji, aby zařízení bylo možno ovládat v automatickém i ručním řízení. Při ručním řízení by obsluha odstranila problém se zaseknutým drtícím válcem ručním elektrickým přepínačem. V automatickém režimu by celý proces probíhal automaticky na základě programu.

2.3 Porovnání alternativ

V důsledku nedostačujícího výkonu stávajícího hydraulického pohonu volím pro navrhovaný pohon vyšší moment vyvozený hydromotorem.

Parametr (hodnocení 1-5)	Alternativa A - otevřený hydraulický obvod	Alternativa B - uzavřený hydraulický obvod
Vyšší maximální moment na hydromotoru	3	5
Účinnost pohonu	3	4
Menší objem pracovní kapaliny	2	5
Cena hydraulických prvků	3	2
Plynulý chod, vyšší tuhost systému, plynulejší reverzace otáček a brždění	2	5
Účinnější chlazení pracovní kapaliny	4	2
Malá zastavěná plocha	2	4
Pomalejší stárnutí pracovní kapaliny vlivem teploty - méně častá výměna kapaliny	4	2
Součet:	23	29

Zhodnocení:

Uzavřený hydraulický obvod je pro dané použití výhodnější než otevřený obvod. Uzavřený obvod se vyznačuje vyšší tuhostí a zároveň dosahuje o 34% vyššího momentu na hydromotoru.

Uzavřený hydraulický obvod se skládá z různých prvků. Hlavní prvky budou dále podrobněji popsány a specifikovány. Podrobné hydraulické schéma je umístěno v *příloze A* a označení hydraulických prvků je uvedeno v *příloze B*.



29

- Elektromotor:

trojfázový asynchronní elektromotor,

výrobce: Siemens, s.r.o.,

typ: 1LG4253-4AA,

parametry: jmenovitý výkon při teplotě okolí 40°C; $P = 55 \text{ kW}$,

jmenovité otáčky $n_{EM} = 24,66 \text{ s}^{-1} = 1480 \text{ min}^{-1}$.

- Hydrogenerátor:

axiální pístový hydrogenerátor,

výrobce: Bosch Rexroth, s.r.o.,

typ: A4VG71EP4D T,

specifikace:

A4V - konstrukce s plynulou změnou geometrického objemu,

G - hydrogenerátor pro uzavřené obvody,

71 - geometrický objem $71 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$,

EP4 - elektrické proporcionální řízení, ovládané stejnosměrným napětím 24V,

D - vzroste-li v obvodu při rozběhu a brždění hydromotoru tlak nad tlak nastavený sníží se geometrický objem hydrogenerátoru,

T - připojovací vstupy X3 a X4 pro připojení bezpečnostního elektromagnetického odsekávacího ventilu. Odsekávací ventil v případě sepnutí přepustí kapalinu z ovládacího válce hydrogenerátoru, tak aby se snížil průtok hydrogenerátorem na nulu,

parametry:

hlavní hydrogenerátor

maximální geometrický objem $V_{Gmax} = 71 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$,

minimální otáčky $n_{min} = 8,3 \text{ s}^{-1} = 500 \text{ min}^{-1}$,

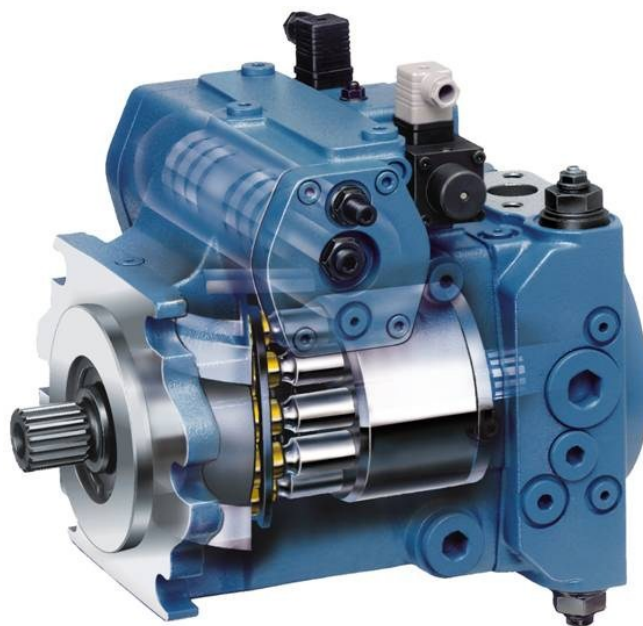
maximální otáčky $n_{max} = 60 \text{ s}^{-1} = 3600 \text{ min}^{-1}$,

maximální tlak $p_{max} = 45 \text{ MPa}$,

doplňovací hydrogenerátor

geometrický objem $V_{DG} = 19,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$,

maximální tlak $p_{max} = 2 \text{ MPa}$.



Obr. 3.2 Hydrogenerátor A4VG71

- Bezpečnostní odsekávací ventil

Elektromagneticky ovládaný dvupolohový ventil v základní poloze uzavřený. Po přivedení elektrického signálu dovozuje ventil volný průchod pracovní kapaliny oběma směry.

Elektromagnetický ovládaný ventil 2/2 v základní poloze uzavřený:

výrobce: Bosch Rexroth, s.r.o.,

typ: M - 2 SED 6 NK,

parametry: maximální tlak $p_{\max} = 35 \text{ MPa}$.

maximální průtok $Q_{\max} = 25 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

- Výplachový blok

Odpouští přebytečnou a ohřátou pracovní kapalinu z nízkotlaké větve hydraulického obvodu. Kapalina prochází přes chladič a filtr do nádrže.

Výrobce: Poclain Hydraulics, s.r.o.,

typ: VE30-C10A00-01020,

specifikace: C10 - průtok kapaliny z A→T a B→T, otevírací tlak 1 MPa,

A00 - mechanicky nastavitelný tlakový ventil,

01020 - rozsah nastavení tlakového ventilu 1 až 2 MPa,

parametry: maximální tlak $p_{\max} = 50 \text{ MPa}$,

maximální průtok $Q_{\max} = 30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

Hydromotor:

radiální pístový hydromotor,

výrobce: Poclain Hydraulics, s.r.o.,

typ: MSE 11-2,

parametry: geometrický objem $V_M = 1,687 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$,

maximální otáčky $n_{\max} = 2,16 \text{ s}^{-1} = 130 \text{ min}^{-1}$,

maximální tlak $p_{\max} = 40 \text{ MPa}$.

- Elektronický hladinoměr s termostatem

Slouží ke kontrole hladiny v nádrži a signalizaci krajních hladin. Termostat slouží k řízení zapínání/ vypínání chladiče a ohřívače.

Výrobce: Buhler Technologies LLC,

typ: NT-MD-MS-2M12 ,

funkce teplotních hladin v obvodu:

do 5°C - je spuštěn pouze ohřívač pracovní kapaliny,

od 5°C do 20°C - může se spustit hydrogenerátor,

při 20°C - vypne se ohřívač,

od 20°C do 65°C - v provozu hydrogenerátor,

při 50°C - zapnut chladič pracovní kapaliny,

při 45°C - vypnut chladič pracovní kapaliny,

při 65°C - havarijní stav odstaví se obvod.



Obr. 3.3 Elektronický hladinoměr
s termostatem

- Ohřívač pracovní kapaliny

Ohřívač je topné těleso určené pro ohřev pracovní kapaliny. Topné těleso musí být za provozu zcela ponořené v oleji.

Výrobce: Backer Elektro CZ, a.s.,

typ: 4409,

parametry: napětí $U = 230 \text{ V}$,

příkon $P = 750 \text{ W}$.

- Chladič pracovní kapaliny

Chladič odvádí ztrátový výkon přeměněný v teplo, který nedokážou ostatní prvky svou teplosměnnou plochou odvést. Nejčastější konstrukce chladičů jsou vzduchové a vodní.

Výpočet a návrh potřebného chladicího výkonu chladiče je uveden v kapitole 4.4 *Návrh chladiče pracovní kapaliny*.

Výrobce: Parker, s.r.o.,

typ: LAC-044-4-A,

charakteristika:

LAC - základní typové označení pro vzduchový chladič,

044 - velikost chladiče,

4 - čtyř - pólový elektromotor,

A - napětí 230/400 V a frekvence 50 Hz,

- třífázový elektromotor s výkonem 2,2 kW.



Obr. 3.4 Chladič pracovní kapaliny LAC od firmy Parker, s.r.o.

- Filtry

Obvod obsahuje odpadní filtr a filtr pro řídicí okruh. Odpadní filtr se umísťuje do odpadního potrubí a zachycuje nečistoty kolující obvodem. Filtr pro řídicí okruh je umístěn v hydrogenerátoru. Tento filtr v obvodu plní funkci ochrany ovládacího lineárního hydromotoru proti zanesení nečistotami a případnému zaseknutí v nesprávné poloze, které by vedlo k nepřesnému řízení geometrického objemu hydrogenerátoru.

Odpadní filtr s obtokem - montáž na nádrž:

výrobce: Bosch Rexroth, s.r.o.,

typ: 10TEN0063-G10A00-V1,5

charakteristika:

10TE - odpadní filtr, jmenovitý tlak 1 MPa,

N - s filtrační vložkou dle normy DIN 24550,

0063 - jmenovitá velikost,

G10 - typ filtračního média: drátěné pletivo z nerez oceli (čistitelné), jemnost filtru 10 μm ,

A00 - max. přípustný tlakový spád filtrační vložky 3 MPa, filtr s obtokovým ventilem,

V1,5 - ukazatel znečištění mechanicko - optický, spínací tlak 0,15 MPa, otevírací tlak obtoku 0,35 MPa,

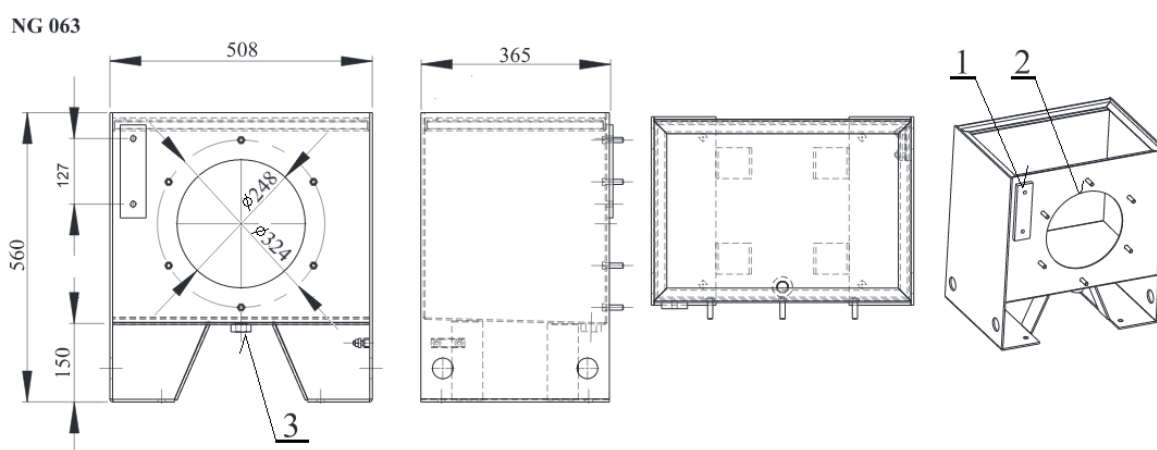
parametry: maximální průtok $Q_{\text{max}} = 80 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$,
filtrační schopnost 10 μm .

- Nádrž na pracovní kapalinu:

výrobce: Hydrocom, s.r.o.,

typ: NG063,

parametry: objem nádrže $V_N = 63 \text{ dm}^3$.



Obr. 3.5 Nádrž na pracovní kapalinu NG063

1 - optický hladinoměr, 2 - servisní otvor, 3 - vypouštěcí uzávěr

4 Výpočet hydraulického systému

Pro správnou funkci hydraulického obvodu je potřeba provést výpočty, které udávají potřebné parametry daných prvků.

4.1 Výpočet a dimenze hydraulické hadice

Výpočet parametrů hydraulické hadice pro délku 1 m.

- Průřez hydraulické hadice

$$S_H = \frac{Q_{Gmax}}{v} = \frac{V_G \cdot n_{EM}}{v} = \frac{71 \cdot 10^{-6} \cdot 24,66}{5} = 35 \cdot 10^{-5} [m^2], \quad (4.1)$$

kde: v ... rychlost proudění kapaliny v hydraulické hadici [$m \cdot s^{-1}$], pro návrh volím $v = 5 m \cdot s^{-1}$.

- Průměr hydraulické hadice

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot S_H}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 21,1 \cdot 10^{-3} [m]. \quad (4.2)$$

Volím vnitřní průměr hydraulické hadice $d = 25$ mm.

- Rychlost oleje v hydraulické hadici

$$v_H = \frac{V_G \cdot n_{EM}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{71 \cdot 10^{-6} \cdot 24,66}{\frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}} = 3,57 [m \cdot s^{-1}]. \quad (4.3)$$

- Výpočet Reynoldsova čísla

$$Re = \frac{v_H \cdot d}{\nu} = \frac{3,57 \cdot 0,025}{46 \cdot 10^{-6}} = 1940,2 \text{ laminární proudění.} \quad (4.4)$$

- Součinitel tření

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1940,2} = 0,033. \quad (4.5)$$

- Tlaková ztráta v hydraulické hadici

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_H^2}{2} \cdot \rho = 0,033 \cdot \frac{1}{0,025} \cdot \frac{3,57^2}{2} \cdot 900 = 7\,579 [Pa], \quad (4.6)$$

kde: l ... délka hadice [m],

ρ ... hustota pracovní kapaliny [$kg \cdot m^{-3}$].

4.2 Výpočet ztrátového výkonu hydraulického obvodu

V hydraulických obvodech se část energie mění na teplo [3]. Vznikající teplo ohřívá hydraulický obvod. Teplota v obvodu nesmí vzrůst nad teplotu, kdy by viskozita klesla pod optimální oblast použití (*obr. 2.1.2*). Teplo je odváděno do okolí hydraulickými prvky, vedením pracovní kapaliny a nádrží. V případech kdy je nedostačující chlazení samotným hydraulickým obvodem pak se zařazuje do obvodu chladič kapaliny.

- Ztrátový výkon hydromotoru

$$P_{zM} = P_{vM} - P_M = 49\,024 - 42\,798 = 6\,226 \text{ [W]}, \quad (4.7)$$

$$P_M = M_M \cdot 2\pi \cdot n_{Mmax} = 6\,766 \cdot 2\pi \cdot \frac{71 \cdot 10^{-6} \cdot 24,66 \cdot 0,97}{1,687 \cdot 10^{-3}} = 42\,798 \text{ [W]}, \quad (4.8)$$

kde: P_M ... výkon vystupující z hydromotoru [W],

$$P_{vM} = \frac{P_M}{\eta_c} = \frac{42\,798}{0,9 \cdot 0,97} = 49\,024 \text{ [W]}, \quad (4.9)$$

kde: P_{vM} ... výkon vstupující do hydromotoru [W].

- Ztrátový výkon v hydraulickém vedení je zanedbatelný.

- Ztrátový výkon hydrogenerátoru

$$P_{zG} = P_{vG} - P_G = 53\,217 - 49\,024 = 4\,193 \text{ [W]}, \quad (4.10)$$

$$P_G = P_{vM} = 49\,024 \text{ [W]}, \quad (4.11)$$

kde: P_G ... výkon vystupující z hydrogenerátoru [W],

$$P_{vG} = \frac{P_{zG}}{\eta_c} = \frac{49\,024}{0,94 \cdot 0,98} = 53\,217 \text{ [W]}, \quad (4.12)$$

kde: P_{vG} ... výkon vstupující do hydrogenerátoru [W].

- Ztrátový výkon doplňovacího hydrogenerátoru

$$P_{zDG} = \frac{\Delta p_{DG} \cdot V_{DG} \cdot n_{EM}}{\eta_c} \cdot (1 - \eta_c) = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 19,6 \cdot 10^{-6} \cdot 24,66}{0,9} \cdot (1 - 0,9) = 107,5 [W]. \quad (4.13)$$

- Ztrátový výkon vzniklý ve výplachovém bloku při tlakovém spádu 1,5 MPa

$$P_{zVB} = \Delta p \cdot V_{DG} \cdot n_{EM} = 1,5 \cdot 10^6 \cdot 19,6 \cdot 10^{-6} \cdot 24,66 = 725 [W]. \quad (4.14)$$

Maximální průtok, který může odpouštět výplachový blok je maximální průtok doplňovacího hydrogenerátoru.

- Celkový ztrátový výkon obvodu

$$P_{zc} = P_{zM} + P_{zG} + P_{zDG} + P_{zVB} = 6\,226 + 4\,193 + 107,5 + 725 = 11\,252 [W] \\ \cong 11\,300 [W]. \quad (4.15)$$

4.3 Výpočet chladícího výkonu obvodu

Z hydraulického obvodu odvádí teplo převážně nádrž. Dále bude proveden výpočet tepelného toku odvedeného nádrží.

- Tepelný tok odvedený nádrží [3]

$$\Phi_N = k_N \cdot S_N \cdot (t_N - t_O) = 14 \cdot 0,77 \cdot (50 - 30) = 215,6 [W], \quad (4.16)$$

$$S_N = 2 \cdot (S_{\text{přední stěna}} + S_{\text{boční stěna}}) + S_{\text{dno}} = \\ = 2 \cdot (0,508 \cdot 0,339 + 0,365 \cdot 0,339) + 0,508 \cdot 0,365 = 0,77 [m^2], \quad (4.17)$$

kde: k_N ... součinitel prostupu tepla nádrží [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]; volím součinitel prostupu tepla $k_N = 14 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Zařízení bude pracovat v hale, kde dochází k dobré cirkulaci vzduchu.

S_N ... plocha nádrže odvádějící teplo [m^2],

t_N ... teplota v nádrží [$^{\circ}C$]; volím $t_N = 50 \, ^{\circ}C$,

t_O ... teplota okolí [$^{\circ}C$]; volím $t_O = 30 \, ^{\circ}C$.

Celkový tepelný tok odvedený nádrží (Φ_N) je nižší než celkový ztrátový výkon obvodu (P_{zc}). Bude tedy nutné do obvodu připojit chladič pracovní kapaliny.

4.4 Návrh chladiče pracovní kapaliny:

Pro správnou funkci obvodu je zapotřebí vhodně zvolit chladič pracovní kapaliny. Chladič pracovní kapaliny musí odvést přebytný ztrátový výkon obvodu.

- Průtok pracovní kapaliny chladičem

$$Q_{CH} = V_{DG} \cdot n_{EM} = 19,6 \cdot 10^{-6} \cdot 24,66 = 0,483 \cdot 10^{-3} [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$= 29 [dm^3 \cdot min^{-1}]. \quad (4.18)$$

- Potřebný tepelný tok odvedený chladičem

$$\Phi_{CH} = \Phi_c - \Phi_N = 11\,300 - 215 = 11\,085 [W] \cong 11\,100 [W], \quad (4.19)$$

kde: Φ_c ... celkový tepelný tok [W]; $\Phi_c = P_{zc}$,

P_{zc} ... celkový ztrátový výkon obvodu [W],

Φ_N ... tepelný tok odvedený nádrží [W].

- Měrný chladicí výkon chladiče

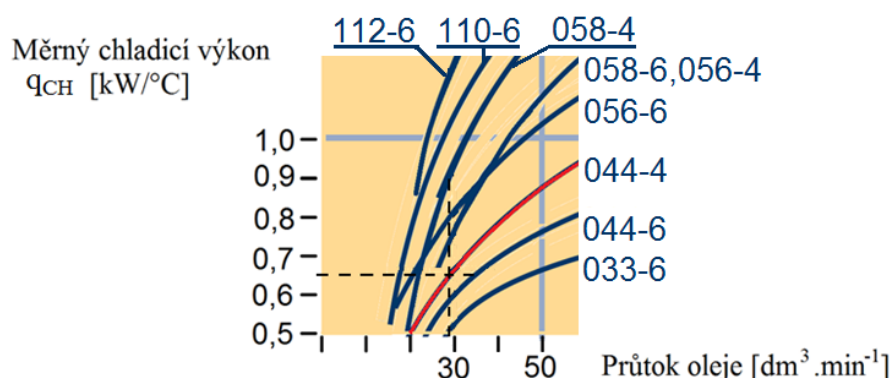
$$q_{CH} = \frac{\Phi_{CH}}{t_{OL} - t_{VZD}} = \frac{11\,100}{55 - 30} = 444 [W \cdot ^\circ C^{-1}] = 0,444 [kW \cdot ^\circ C^{-1}], \quad (4.20)$$

kde: t_{OL} ... nejvyšší přípustná teplota oleje v obvodu [$^\circ C$]; volím $t_{OL} = 55\, ^\circ C$,

t_{VZD} ... nejvyšší teplota nasávaného vzduchu [$^\circ C$]; volím $t_{VZD} = 30\, ^\circ C$.

- Volba chladiče pracovní kapaliny.

Nejvhodnější chladič se vybere z charakteristiky *obr. 4.4.1* uvedené výrobcem. Do charakteristiky se vynese požadovaný měrný chladicí výkon včetně dostatečné rezervy a průtok pracovní kapaliny chladičem. V mém případě je nejvhodnější chladič od firmy Parker, s.r.o. typ LAC 044-4. Tento chladič bude mít při průtoku $29\, dm^3 \cdot min^{-1}$ měrný chladicí výkon včetně rezervy $0,65\, kW \cdot ^\circ C^{-1}$.



Obr. 4.4.1 Charakteristiky chladiče Parker, s.r.o. LAC

5 Závěr

Cílem bakalářské práce byl návrh hydraulického pohonu drtiče kovových třísek dle parametrů od zadavatele tématu, firmy IVV Engineering s. r. o. Ostrava. Vychází přitom z konkrétního realizovaného případu drtiče, jehož hydraulický pohon vykazoval v provozu určité nedostatky, zejména trhavý chod a časté zasekávání drtiče, které vedlo někdy až k zastavení. Jako příčinu těchto jevů jsem vyhodnotil malou tuhost systému a nedostačující výkon pohonu.

Na základě provedené rešerše jsem zvolil uzavřený hydraulický obvod, který vykazuje vyšší tuhost než původní otevřený obvod, a zvětšil jsem moment a výkon pohonu. Vytvořil jsem funkční schéma hydraulického obvodu, provedl návrhový výpočet obvodu a vytvořil specifikaci prvků hydraulického obvodu.

Jako zdroj průtoku jsem zvolil regulační hydrogenerátor s obousměrným průtokem a proměnným geometrickým objemem pro oba směry průtoku. Tento hydrogenerátor umožňuje rychlý a plynulý rozběh, rychlé zastavení a reverzaci směru průtoku, aniž je nutné měnit otáčky pohonného elektromotoru.

Uzavřený hydraulický obvod se vyznačuje vyšší tuhostí díky předpjetí obou tlakových větví, zároveň se vyznačuje menší nádrží, která se může umístit přímo u drtiče, a odpadá tak dlouhé vedení, které snižuje tuhost obvodu.

Nedostatečný moment hydromotoru původního pohonu jsem vyřešil použitím hydromotoru s větším geometrickým objemem. Tento hydromotor vyžaduje větší průtok pracovní kapaliny pro zachování stejných otáček. To vedlo k volbě hydrogenerátoru s větším geometrickým objemem a ke zvětšení výkonu pohonného elektromotoru. Moment na hydromotoru byl navýšen o 34% oproti původnímu řešení, výkon elektromotoru byl navýšen o 10 kW.

Bakalářská práce může být využita ve firmě IVV Engineering s. r. o. Ostrava k úpravě stávajícího hydraulického pohonu vertikálního drtiče třísek.

6 Seznam použité literatury

Literární prameny:

- [1] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2013, 154 s. ISBN 978-80-248-2983-8.
- [2] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [3] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011. 156 s. ISBN 978-80-248-2405-5.
- [4] PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s. Ke stažení na: <http://www.338.vsb.cz> .
- [5] GÖTZ, W. *Hydraulics. Theory and Application.* Ditzingen: Rexroth Bosch Group + OMEGON, 1998. 291 s. ISBN 0-7680-0242-7.

Internetové zdroje:

- [6] Dostupné z: <http://www.ganes.cz> - Ganes, s.r.o. - firma zabývající se třiskovým hospodářstvím.
- [7] Dostupné z: <http://www.nationalconveyors.com> - National Conveyors Company, Inc. - mezinárodní dodavatel zařízení zpracovávající kovový odpad.
- [8] Dostupné z: http://www.rdm.cz/bundles/rdcore/img/photos_machines/n_3158_4.jpeg - obr. vertikální nožový drtič - drtící komora.
- [9] Dostupné z: <http://www1.fs.cvut.cz/stretech/2009/pdf/1066.pdf> - (strana 15) - radiální pístový hydromotor s písty umístěnými v rotoru.
- [10] Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_92003-01-b/re92003-01-b_2008-04.pdf - axiální pístový hydrogenerátor pro uzavřené obvody typ A4VG.

Firemní podklady:

- Prodej Olejů, s.r.o. - prodej olejů a maziv - dostupné z: <http://www.prodejoleju.cz> .
- Poclain Hydraulics, s.r.o. - výrobce a dodavatel hydraulických prvků - dostupné z: <http://www.poclain-hydraulics.com> .
- Bosch Rexroth, s.r.o. - výrobce a dodavatel hydraulických prvků - dostupné z: <http://www.boschrexroth.com> .
- Siemens, s.r.o. - výrobce a dodavatel elektromotoru - dostupné z: <http://www.siemens.com> .
- Buhler Technologies LLC - výrobce sortimentu pro hydraulické agregáty - dostupné z: <http://www.buhler-technologies.com> .
- Hydrocom, s.r.o. - konstrukce, výroba a montáž hydraulických zařízení - dostupné z: <http://www.hydrocom.cz> .
- Backer Elektro CZ, a.s. - výrobce elektrických topných těles - dostupné z: <http://www.backer-elektro.cz> .
- Parker, s.r.o. - výrobce a dodavatel hydraulických prvků - dostupné z: <http://www.parker.cz> .

Rád bych vyjádřil poděkování doc. Ing. Bohuslavu Pavlokov, CSc. za vedení mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Valoškov, PhD. a Ing. Ivanu Mašlonkovi za pomoc při získání potřebných informací a podkladů. A nakonec děkuji mé rodině za podporu během mého studia.

.....*Lukáš Duda*.....

podpis studenta

7 Seznam příloh

- Příloha A - uzavřený hydraulický obvod - schéma
- Příloha B - uzavřený hydraulický obvod - specifikace